

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

EP 01 243 7



REC'D	23 MAR 2001
WIPO	PCT

4
C-4/22/02
XX

Prioritätsbescheinigung über die Einreichung einer Patentanmeldung

PRIORITY DOCUMENT
SUBMITTED OR TRANSMITTED IN
COMPLIANCE WITH
RULE 17.1(a) OR (b)

Aktenzeichen: 100 13 965.5

Anmeldetag: 21. März 2000

Anmelder/Inhaber: Hayes Lemmerz Holding GmbH, Königswinter/DE

Bezeichnung: Regelverfahren für einen zweiaxialen Räderprüfstand
zur Simulation von Fahrbelastungen und zweiaxialer
Räderprüfstand

IPC: G 01 M 17/013

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 7. Februar 2001
Deutsches Patent- und Markenamt
Der Präsident
Im Auftrag

MOSL

PATENTANWÄLTE
BUSCHHOFF · HENNICKE · VOLLBACH
KAIER-WILHELM-RING 24 · 50672 KÖLN

UNSER ZEICHEN
OUR REF.

Lm 245

DATUM
DATE

20.03.2000 -sd

Anmelder: Hayes Lemmerz Holding GmbH, Ladestrasse,
D-53639 Königswinter

Titel: Regelverfahren für einen zweiaxialen Räderprüfstand
zur Simulation von Fahrbelastungen und zweiaxialer
Räderprüfstand

Die Erfindung betrifft ein Regelverfahren für einen zweiaxialen Räderprüfstand zur Simulation von Fahrbelastungen nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1 und einen für das Regelverfahren geeignet ausgebildeten zweiaxialen Räderprüfstand nach Anspruch 8.

Ein Fahrzeugrad unterliegt im realen Fahreinsatz extremen und ständig wechselnden Belastungen. Das Fahrzeugrad als Sicherheitsbauteil an einem Fahrzeug muß diesen Belastungen während seiner gesamten Einsatzdauer standhalten können. Bei der Entwicklung eines neuen Rades müssen die Form des Rades, die Materialdicke und der Werkstoff so gewählt werden, daß eine ausreichende Betriebsfestigkeit bei minimalem Gewicht erzielt wird. Zum Nachweis der Betriebsfestigkeit werden einerseits Fahrversuche mit Fahrzeugen z.B. auf geeigneten Teststrecken durchgeführt, andererseits verschiedene Prüfmethoden verwendet, um die Fahrbelastungen des Fahrzeuggrades zu simulieren. Mittlerweile stehen eine Reihe von Prüfmethoden zur Verfügung, mit denen sowohl die statischen Betriebslasten als auch die dynamischen Belastungskomponenten, die möglichst genau einem momentanen Fahrzustand entsprechen sollen, simuliert werden können. Für die Qualitätsprüfung in der Serienfertigung werden meist Prüfmethoden eingesetzt, die mit stationärer, d.h. konstanter Last durchgeführt werden. Im realen Fahrbetrieb hingegen sind die auf das Fahrzeugrad wirkenden Radial- und Axialkräfte nicht konstant, sondern hängen von einer Vielzahl von Faktoren ab. Um zeitlich veränderliche, instationäre Radial- und Axialkräfte auf ein zu prüfendes Rad aufbringen zu können, sind zweiaxiale Räderprüfstände entwickelt worden. Ein entsprechender zweiaxialer

Räderprüfstand (ZWARP) ist seit etwa 1989 bei den meisten Räderherstellern im Einsatz und wird z.B. in "Automobiltechnische Zeitschrift", 88 (1986), Seite 543 ff. in seinem Aufbau beschrieben. Das zu prüfende Rad läuft mit montierten Reifen im Inneren einer von einer Antriebseinheit angetriebenen Trommel mit Anlauftringen ab und wird mittels einer Belastungseinheit gegen die Trommel gedrückt. Die Belastungseinheit des Räderprüfstandes (ZWARP) wird hierbei von zwei getrennten servo-hydraulischen Belastungszylin dern aufgebracht, die senkrecht zueinander auf Horizontalschlitten mit Doppelsäulen angeordnet sind. Der eine der Belastungszyylinder ist ein Vertikalbelastungszyylinder zur Einstellung einer Vertikalkraft, der andere ein Horizontalbelastungszyylinder zur Einstellung einer Horizontalkraft. Um eine Annäherung an reale Räderbelastungen erzielen zu können, kann der Sturzwinkel des Rades relativ zur Trommel mittels eines an einem Schwenkkopf angreifenden Sturzzylinder verstellt werden.

Der zweiaxiale Räderprüfstand (ZWARP) hat sich im Einsatz bewährt. Allerdings führen die Simulationen auf dem Räderprüfstand nur zu brauchbaren Ergebnissen, wenn die Ansteuerparameter für den Räderprüfstand (ZWARP) dem Beanspruchungszustand im realen Fahrbetrieb möglichst nahekommen. Um diese Vorgabe zu erfüllen, werden bis zum heutigen Tage zuerst in einem realen Fahrversuch die von der jeweiligen Radgeometrie abhängigen Beanspruchungen eines Testrades in intensiven Messungen mit Dehnungsmesstreifen (DMS) gemessen. Zur Einstellung der Ansteuerparameter für den zweiaxialen Räderprüfstand (ZWARP) werden in iterativen Schritten die einzelnen Ansteuerparameter (Vertikalkraft, Horizontalkraft, Sturzwinkel) variiert, bis die im realen Fahrversuch an charakteristischen Radpartien zuvor ermittelten Dehnungs- und Spannungsverläufe auch an denselben Radpartien im Simulationsversuch gemessen werden. Die Einstellung der Horizontal- und Vertikalbelastungszyylinder erfolgt herbei kraftgeregelt, die Einstellung des Sturzwinkels winkelgeregt. Da das Referenzsignal bei dem bisher bekannten Steuerverfahren für den

zweiaxialen Räderprüfstand von den im Fahrversuch ermittelten Dehnungsverläufe gebildet wird, kann auf die vorherige Bestimmung der Dehnungsverläufe in den Radpartien mittels DMS-Messungen nicht verzichtet werden.

Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, ein Regelverfahren und einen hierfür geeigneten zweiaxialen Räderprüfstand vorzuschlagen, die ohne vorherige Dehnungsmesstreifenmessungen eine Einstellung der Ansteuerparameter des Räderprüfstandes ermöglichen.

Diese Aufgabe wird in ihrem verfahrensmäßigen Aspekt dadurch gelöst, daß die Einstellung von Horizontalkraft, Vertikalkraft und Sturzwinkel in Abhängigkeit von den im realen Fahrbetrieb ermittelten bzw. ermittelbaren Radaufstandskraft und Radseitenkraft vorgenommen wird und daß als Regelgröße für den Sturzwinkel die Position des Kraftangriffspunktes der Kraftresultierenden von Radaufstandskraft und Radseitenkraft verwendet wird.

Die Radaufstandskraft und die Radseitenkraft können auf einfache Weise im Fahrversuch mit speziellen radgeometrieunabhängigen Messnaben gemessen werden und stellen radspezifische Größen dar, die von der Felengröße, dem Reifen, dem Fahrzeug und der Teststrecke abhängig sind. Bei Tests an Fahrzeugrädern hat sich nun gezeigt, daß die Beanspruchung eines Fahrzeuggrades im Räderprüfstand mit den Beanspruchungen des Fahrzeuggrades im realen Fahrversuch identisch ist, wenn die Kraftresultierende aus Radaufstandskraft und Radseitenkraft beim Kontakt des Reifens mit der Fahrbahn mit der Kraftresultierenden im Räderprüfstand (ZWARP) nach Betrag, Richtung und Position identisch ist bzw. weitestgehend übereinstimmt. Nachdem diese Hypothese verifiziert wurde, hat sich herausgestellt, daß sich die Position des Kraftangriffspunktes der Kraftresultierenden von Radaufstandskraft und Radseitenkraft als Regelgröße für den Sturzwinkel verwenden läßt. Da bei dem erfindungsgemäßen Verfahren sowohl auf die vorherige zeit- und kostenintensive Messreihe mit Dehnungs-

messtreifen am Fahrzeuggrad als auch während der Simulation im Räderprüfstand auf eine Messung mit Dehnungsmesstreifen verzichtet werden kann, bietet das erfindungsgemäße Regelverfahren zur Festlegung der Ansteuerparameter für den Räderprüfstand erhebliche Zeit- und Kostenvorteile. Ein zusätzlicher Vorteil ist, daß der Einfluß des Reifens und des Reifenluftdrucks im ZWARP mit berücksichtigt bzw. eliminiert ist, da die im realen Fahrversuch ermittelbaren Daten des Reifens mit dem erfindungsgemäßen Regelverfahren am Räderprüfstand nachgestellt werden.

Bei der bevorzugten Ausführungsform des Verfahrens wird, um die Verwendung der Position des Kraftangriffspunktes als Regelgröße zu ermöglichen, die Sturzylinderkraft gemessen. Diese Messung kann in besonders einfacher Weise mit einer am Sturzylinder angeordneten Messdose erfolgen. Diese Vorgehensweise hat den Vorteil, daß die an dem Sturzylinder gemessenen Werte nicht durch Reibungsverluste oder Messfehler, wie sie z.B. bei der Druckmessung am Sturzylinder auftreten würden, verfälscht werden.

Um das Regelverfahren mit gut strukturierten Algorithmen durchführen zu können, ist in einer bevorzugten Ausführungsform des Verfahrens die Position des Kraftangriffspunktes der Kraftresultierenden durch den Abstand des Kraftangriffspunktes von der Radmitte definiert. Bei dieser Ausgestaltung des Verfahrens läßt sich als Algorithmus für die Position des Kraftangriffspunktes die von ermittelbaren Daten des Reifens und den geometrischen Verhältnis im Räderprüfstand abhängige Gleichung

$$R_{ps} = (M_{fs} + F_a \times R_{dyn}) / F_r - a_1$$

bestimmen, wobei

- M_{fs} : Moment der Sturzylinderkraft um den Sturzwinkel-Schwenkpunkt;
- Fa: axiale Radseitenkraft nach Fahrversuch;
- Fr: radiale Radaufstandskraft nach Fahrversuch;

- R_{dyn} : Dynamischer Rollradius; und
 a1: Abstand des Sturzwinkel-Schwenkpunktes von der Reifenmitte.

Bei der bevorzugten Ausführungsform des Verfahrens werden mit-tels einer Regel- und Auswerteeinheit die Vertikalkraft, die Ho-riizontalkraft und der Sturzwinkel solange verändert, bis eine eindeutige Lösung für den oben wiedergegebenen Algorithmus zu-sammen mit den Algorithmen

$$Fr = - Fh \times \sin(\gamma) - Fv \times \cos(\gamma); \text{ und}$$

$$Fa = - Fh \times \cos(\gamma) + Fv \times \sin(\gamma)$$

bzw.

$$Fv = - Fr \times \cos(\gamma) + Fa \times \sin(\gamma); \text{ und}$$

$$Fh = - Fr \times \sin(\gamma) - Fa \times \cos(\gamma).$$

bei vorgegebenem R_{dyn} , R_{ds} , Fa und Fr gefunden wurde.

Bei einer weiter bevorzugten Ausführungsform des Verfahrens wird die Position des Kraftangriffspunktes in erster Näherung in die Reifenmitte verlegt, d.h. der Mittenversatz des Kraftangriffs-punktes von der Radmitte zu Null gesetzt. In umfangreichen Mes-sungen wurde überraschenderweise festgestellt, daß bereits bei dieser Näherungslösung, falls z.B. aus dem Fahrversuch nur die Radaufstandskraft und die Radseitenkraft, nicht jedoch die Posi-tion des Kraftangriffs bekannt ist, eine hinreichend genaue Übereinstimmung der am Räderprüfstand eingestellten Ansteuerpa-rameter mit den sich im realen Fahrbetrieb ergebenden Fahrbel-a-stungen erzeugen läßt.

Ein zur Durchführung des Verfahrens besonders geeigneter Räder-prüfstand kennzeichnet sich dadurch, daß in die Regel- und Aus-werteeinheit als Eingangsgrößen die aus dem realen Fahrbetrieb bekannte Radaufstandskraft und Radseitenkraft eingebar ist und

daß eine Messeinrichtung vorgesehen ist, welche die am Sturzylinder wirkende Sturzylindrerkraft misst. Wie bereits oben dargelegt wurde, besteht bei der bevorzugten Ausführungsform des Räderprüfstandes die Messeinrichtung aus einer dem Sturzylinder zugeordneten Messdose, da die Messdose eine äußerst einfache und genaue Messung der Sturzylindrerkraft, frei von Reibungsverlusten und Hysteresefehlern, ermöglicht.

Das erfindungsgemäße Verfahren wird nachfolgend unter Bezugnahme auf ein schematisches Schaubild erläutert:

In der einzigen Zeichnung (Fig.) sind die wesentlichen geometrischen Verhältnisse eines zweiaxialen Räderprüfstandes (ZWARP) als Doppelpfeile und die zur Bestimmung der Ansteuerparameter heranzuziehenden Kräfte als Kraftpfeile dargestellt. Auf eine detaillierte Darstellung des Räderprüfstandes wurde verzichtet, da ein entsprechender Räderprüfstand z.B. in ATZ 88 (1986) 10, S. 543 ff. beschrieben wird, auf welchen Zeitschriftenartikel hier Bezug genommen wird. Von dem Räderprüfstand ist daher nur die Trommel 1 mit den schematisch gezeigten Anlauftringen 2,3 dargestellt. Der Abstand zwischen den Anlaufringen 2,3 kann verändert werden, damit Fahrzeugräder 4 unterschiedlicher Reifen- und Felgenbreite auf demselben Räderprüfstand getestet werden können. Die Trommel 1 wird über einen nicht gezeigten, unterhalb der Trommel angeordneten Antriebsmotor angetrieben. Trommel 1 und Antriebsmotor sind Bestandteile der nicht dargestellten Antriebseinheit. Das Fahrzeugrad 4 bestehend aus Schüssel 5, Felge 7 und montiertem Reifen 6, ist mit seiner Schüssel 5 an einem nicht dargestellten, um den Schwenkpunkt S schwenkbaren Schwenkkopf lösbar befestigt. Der Schwenkpunkt S des Schwenkkopfes ist über eine hier mittels der Doppelpfeile a₂,a₃ angedeuteten Hebelmechanik schwenkbar ausgeführt, um den Sturzwinkel γ , d.h. den Winkel zwischen Radachse y' und Trommelachse t', einstellen zu können. Die Y-Achse des X-Y-Koordinatensystems des Prüfstandes ist zur Trommelachse t' parallel. Für die Sturzverstellung des Sturzwinkels γ ist ein durch den Kraftpfeil

F_s angedeuteter Sturzylinder vorgesehen, der auf die Hebelmechanik a₂, a₃ einwirkt. Die Hebelmechanik a₂, a₃ bzw. der Schwenkkopf haben konstante, radprüfstandsabhängige Größen bzw. Abmessungen. Der Lagerpunkt A ist daher auf einer Kreisbahn um den Schwenkpunkt S durch Abstandsveränderung des Sturzylinders F_s veränderbar. Auch der Abstand zwischen dem Sturzwinkel-Schwenkpunkt S und dem Lagerpunkt B ist konstant vorgegeben und von den geometrischen Verhältnissen des Räderprüfstandes abhängig, wie durch die Abstands- bzw. Doppelpfeile a₄ und a₅ ange deutet ist.

Am Lagerpunkt B ist eine nicht dargestellte Kraftmessdose angeordnet, mit der die am Sturzylinder wirkende Kraft messbar ist. Der Schwenkkopf und der Sturzylinder sind mit einer nicht dargestellten Belastungseinheit verbunden, die von zwei getrennten Belastungszylin dern, die an Horizontalschlitten mit Doppelsäulenführung angeordnet sind, gebildet wird. Parallel zur Trommelachse t' wirkt also ein servo-hydraulischer Horizontalzylinder, um das Rad 4 mit der Horizontalkraft F_h gegen die Trommel 1 seitlich vorzubelasten und senkrecht zur Trommelachse t' wirkt ein servo-hydraulischer Vertikalzylinder, um das Rad 4 mit der Kraft F_v gegen die Trommel 1 zu drücken. Mittels einer nicht dargestellten Steuer- und Auswerteeinheit können die Vertikalkraft F_v, die Horizontalkraft F_h sowie der Sturzwinkel γ eingesetzt werden. Ferner wird mit der Steuer- und Auswerteeinheit die in der Messdose gemessene Kraft des Sturzylinders F_s gemessen und verarbeitet.

In der oberen, rechten Ecke der Figur ist eine Kraftresultierende F_{res} eingezeichnet, die sich aus der Radaufstandskraft F_r und der Radseitenkraft F_a zusammensetzt, wobei diese beiden Kräfte in einem realen Fahrversuch z.B. mit Messnaben zuvor bestimmt wurden. Ferner wurden in diesem Fahrversuch oder mit einem ebenen Abrollprüfstand auch der dynamische Rollradius R_{dyn} und die Position der Kraftresultierende F_{res} gemessen, d.h. der sich im realen Fahrversuch einzustellende Reifenaufstandspunkt wurde

zuvor bestimmt. Diese Position ist hier mit R_{ds} bezeichnet und stellt den Abstand des Kraftangriffspunktes P im ZWARP von der Radmitte x' dar.

Die Anmelderin hat mit DMS-Vergleichsmessungen nachgewiesen, daß sich mit dem Räderprüfstand die realen Radbeanspruchungen simulieren lassen, wenn die im Fahrversuch ermittelte Kraftresultierende aus Radaufstandskraft und Radseitenkraft nach Betrag, Richtung und Position mit der sich im Räderprüfstand (ZWARP) einstellenden Kraftresultierenden nach Betrag, Richtung und Position identisch ist. Durch den Beweis dieser Hypothese kann nun ein Regelverfahren aufgestellt werden, nach welchem die Ansteuerparameter (Horizontalkraft F_h , Vertikalkraft F_v und Sturzwinkel γ) bei Bekanntsein der Radaufstandskraft F_r , Radseitenkraft F_a , des dynamischen Rollradius R_{dyn} und des Radmittenaabstandes R_{ds} bestimmen lassen, sofern als zusätzliche Bestimmungsgröße die Sturzylinderkraft F_s gemessen wird. Aus dem Kräftegleichgewicht im X-Y-Koordinatensystem in der Belastungseinheit bzw. im X' -Y'-Koordinatensystem des zu prüfenden Fahrzeuggrades 4 erhält man für die Verknüpfung der Kraftresultierenden F_{res} bzw. der Radaufstandskraft F_r und der Radseitenkraft F_a mit den an der Belastungseinheit einstellbaren Ansteuerparametern:

$$F_v = - F_r \times \cos (\gamma) + F_a \times \sin (\gamma); \text{ und}$$

$$F_h = - F_r \times \sin (\gamma) - F_a \times \cos (\gamma).$$

Um für dieses Gleichungssystem eine eindeutige und mit den realen Beanspruchungen des Fahrzeuggrades übereinstimmende Lösung zu finden, wird als weiterer Algorithmus die Gleichung

$$R_{ds} = M_{Fs} + F_a \times (R_{dyn}) / F_r - a_1$$

in der Auswerte- und Regeleinheit eingegeben, welche Gleichung sich aus dem Momentengleichgewicht im Sturzwinkel (Drehpunkt S) erhalten lässt. Da die Sturzylinderkraft F_s gemessen wird und

die Lage des Sturzzyinders unmittelbar mit dem Sturzwinkel verknüpft ist bzw. über γ und/oder die konstanten prüfstandsspezifischen Abmessungen a_2, a_3, a_4, a_5 und γ bestimmt werden kann, ist das Moment M_{Fs} , das die Kraft F_s um den Schwenkpunkt S erzeugt, berechenbar, so daß sich mit dem oben wiedergegebenen Algorithmen in iterativen Schritten, automatisch geregelt eine eindeutige Lösung für die einzustellenden Ansteuerparameter (F_h, F_v, γ) finden läßt.

Die Bestimmung der Ansteuerparameter für den Räderprüfstand (ZWARP) erfolgt hierbei unabhängig von der Einpresstiefe E und der Schüssel- und Felgengeometrie. Daher können dieselben Ansteuerparameter verwendet werden, wenn in einem Fahrversuch für ein Fahrzeugrad gleiche Radaufstands- und Radseitenkräfte ermittelt wurden. Überraschenderweise hat sich auch gezeigt, daß selbst ohne Kenntnis des tatsächlich sich im Fahrbetrieb einstellenden Reifenaufstandspunktes eine hinreichend genaue Bestimmung der Ansteuerparameter finden läßt, wenn der Radmittendistanz R_{ds} zu Null gesetzt wird, d.h. in die Radmitte X' verlegt wird.

P A T E N T A N S P R Ü C H E

1. Regelverfahren für einen zweiaxialen Räderprüfstand zur Simulation von Fahrbelastungen, der eine Belastungseinheit mit einem servo-hydraulischen Vertikalbelastungszyylinder zur Einstellung einer Vertikalkraft, einem servo-hydraulischen Horizontalbelastungszyylinder zur Einstellung einer Horizontalkraft und mit einem mittels eines Sturzzyinders verstellbaren Schwenkkopf zur Einstellung des Sturzwinkels eines zu prüfenden Rades, und der eine Antriebseinheit mit einer angetriebenen Trommel mit Anlaufringen aufweist, an die das zu prüfende Rad mit der Belastungseinheit gedrückt wird, wobei der Vertikalbelastungszyylinder und der Horizontalbelastungszyylinder kraftgeregelt und der Sturzinkel winkelgeregelt eingestellt werden, **dadurch gekennzeichnet, daß die Einstellung von Horizontalkraft (F_h), Vertikalkraft (F_v) und Sturzinkel (γ) in Abhängigkeit von den in einem Fahrversuch ermittelten Radaufstandskraft (F_r) und Radseitenkraft (F_a) vorgenommen wird und als Regelgröße für den Sturzinkel (γ) die Position (R_{Ds}) des Kraftangriffspunktes (P) der Kraftresultierenden (F_{res}) von Radaufstandskraft (F_r) und Radseitenkraft (F_a) verwendet wird.**
2. Regelverfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, daß für die Verwendung des Kraftangriffspunktes (P) als Regelgröße die Sturzzylderkraft (F_s) gemessen wird.**
3. Regelverfahren nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, daß die Sturzzylderkraft (F_s) mittels einer am Sturzzyylinder angeordneten Messdose gemessen wird.**
4. Regelverfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, daß die Position (R_{Ds}) des Kraftangriffspunktes der Kraftresultierenden (F_{res}) durch den Abstand des Kraftangriffspunktes (P) von der Radmitte (x') definiert wird.**

5. Regelverfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Abstand (R_{Ds}) des Kraftangriffspunktes (P) der Kraftresultierenden (F_{Rs}) von der Radmitte (x') mittels der Gleichung

$$R_{Ds} = (M_{Fs} + Fa \times R_{dyn}) / Fr - a_1$$

bestimmt wird, mit

- M_{Fs} : Moment der Sturzylinderkraft (F_s) um den Sturzwinkel-Schwenkpunkt (S);
- Fa : axiale Radseitenkraft aus Fahrversuch;
- Fr : radiale Radaufstandskraft aus Fahrversuch;
- R_{dyn} : dynamischer Rollradius;
- a_1 : Abstand des Sturzwinkel-Schwenkpunktes (S) von Reifenmitte (x').

6. Regelverfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß mittels einer Steuer- und Auswerteeinheit die Vertikalkraft (F_v), Horizontalkraft (F_h) und der Sturzwinkel (γ) verändert werden, bis eine eindeutige Lösung für die Gleichungen

$$R_{Ds} = (M_{Fs} + Fa \times R_{dyn}) / Fr - a_1 \text{ und}$$

$$F_v = -Fr \times \cos(\gamma) + Fa \times \sin(\gamma) \text{ und}$$

$$F_h = -Fr \times \sin(\gamma) - Fa \times \cos(\gamma)$$

bei im Fahrversuch oder auf dem ebenen Abrollprüfstand ermittelten R_{dyn} , R_{Ds} , Fa und Fr gefunden wurde.

7. Regelverfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Position des Kraftangriffspunktes (P) in erster Näherung in die Reifenmitte (X') verlegt wird.

8. Räderprüfstand zur Durchführung des Verfahrens nach einem der Ansprüche 1 bis 7 zur Simulation von Fahrbelastungen an Fahrzeugrädern

mit einer Belastungseinheit, die einen servo-hydraulischen, kraftgeregelten Vertikalbelastungszyylinder zur Einstellung einer Vertikalkraft, einen servo-hydraulischen, kraftgeregelten Horizontalbelastungszyylinder zur Einstellung einer Horizontalkraft und einen mittels eines winkelgeregelten, servo-hydraulischen Sturzzyinders verstellbaren Schwenkkopf zur Einstellung des Sturzwinkels des zu prüfenden Rades aufweist,

mit einer Antriebseinheit, die eine angetriebene Trommel mit Anlaufringen aufweist, an die das zu prüfende Rad mittels der Belastungseinheit anrückbar ist, und

mit einer Regel- und Auswerteeinheit zur Einstellung der Horizontalkraft, Vertikalkraft und des Sturzwinkels,

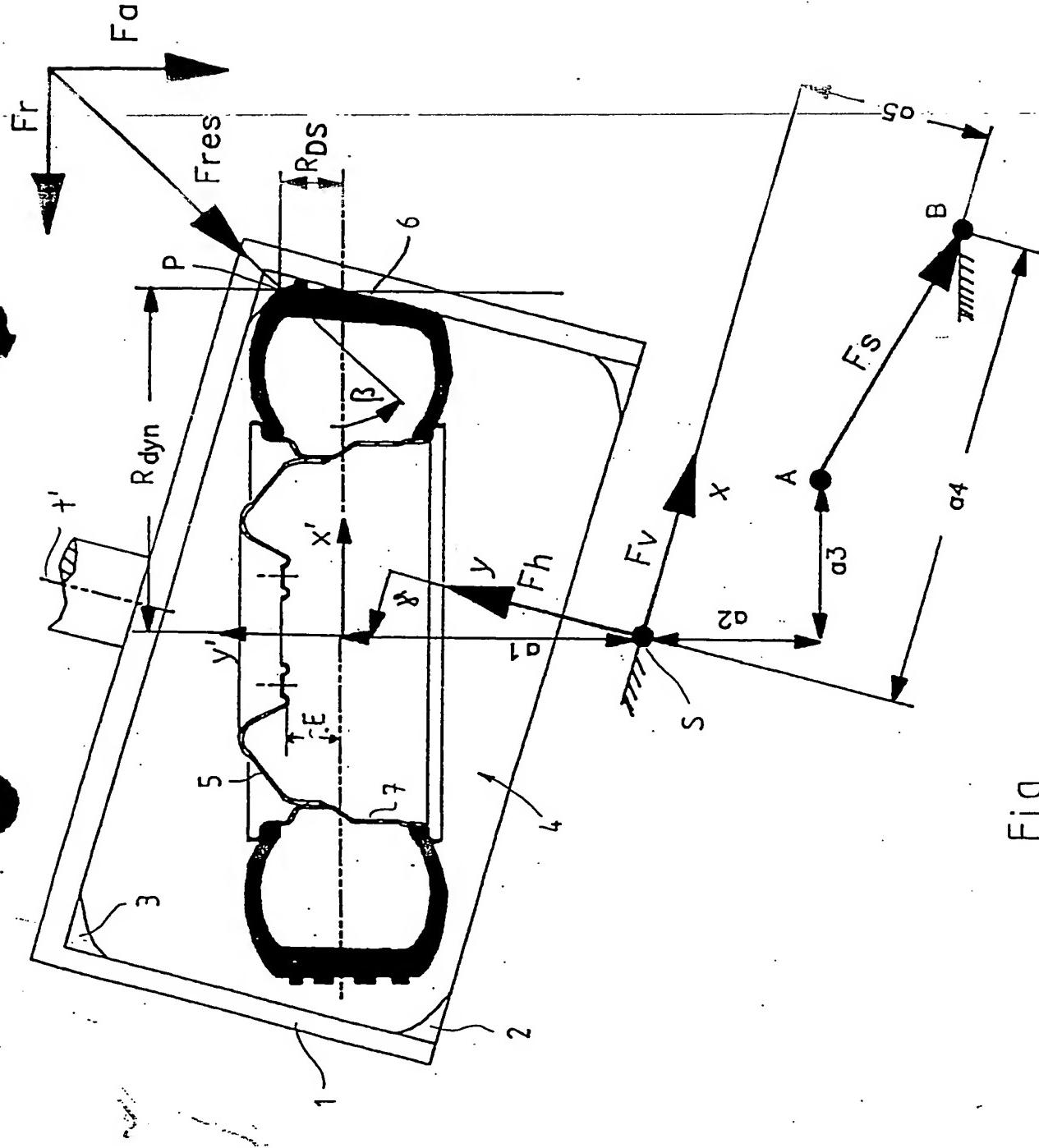
dadurch gekennzeichnet, daß in die Regel- und Auswerteeinheit als Eingangsgröße die aus dem Fahrversuch bekannte Radaufstandschaft (Fr) und Radseitenkraft (Fa) eingebbar ist und eine Messeinrichtung vorgesehen ist, welche die am Sturzzyinder wirkende Sturzzyinderkraft (Fs) misst.

9. Räderprüfstand nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Messeinrichtung aus einer dem Sturzzyinder zugeordneten Messdose besteht.

Z U S A M M E N F A S S U N G

Zur Simulation der Fahrbelastungen eines Fahrzeuggrades werden zweiaxiale Räderprüfstände (ZWARP) eingesetzt. Als Ansteuerparameter für die Räderprüfstände (ZWARP) dienen eine Horizontalkraft (F_h), ein Vertikalkraft (F_v) und ein Sturzwinkel (γ), die über senkrecht zueinander stehende Belastungszylinder und einen Sturzzyylinder eingestellt werden können. Die Erfindung stellt ein Regelverfahren zur Verfügung, mit welchem Ansteuerparameter für den Räderprüfstand (ZWARP) gefunden werden können, ohne daß zuvor aufwendige Versuche an den Fahrzeugräädern mit Dehnungsmessstreifenmessungen durchgeführt werden müssen. Hierzu wird die sich im Sturzzyylinder einstellende Kraft vorzugsweise mit einer Messdose gemessen.

1/1



Fig

THIS PAGE BLANK (USPTO)